

## 明 細 書

## 建設機械のエンジンラグダウン抑制装置

## 5 技術分野

本発明は、油圧ショベル等の建設機械に備えられ、非操作状態から操作装置が操作された際に一時的に生じるエンジン回転数の落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置に関する。

10

## 背景技術

この種の技術として従来、エンジンと、このエンジンを駆動する可変容量型油圧ポンプすなわちメインポンプと、このメインポンプの傾転角を制御する傾転制御アクチュエータと、メインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段、例えば、メインポンプの吐出圧の変化に拘わらず上述の最大ポンプトルクを一定に保つように傾転制御アクチュエータを制御する手段、最大ポンプトルクを変更可能にさせる電磁弁と、メインポンプから吐出される圧油により作動する油圧シリンダすなわち油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作レバー装置すなわち操作装置とを有する油圧建設機械に備えられるエンジンラグダウン抑制装置が提案されている。

この従来のエンジンラグダウン抑制装置は、コントローラ内に記憶される処理プログラム、及びこのコントローラの入出力機能、演算機能によって構成されるものであり、操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、それまでの目標エンジン回転数に相応する最大ポンプトルクを、所定の低ポンプトルクにする制御信号を上述した電磁弁に出力するトルク制御手段を含むとともに、このトルク制御手段で制御される間に非操作状態から操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上述の所定の低ポンプトルクに保持

30

させるトルク制御手段を含んでいる。

この従来技術では、非操作状態から操作装置が急操作された際には、保持時間が経過するまでは所定の低ポンプトルクに保持され、保持時間経過時に直ちに定格ポンプトルク、すなわちエンジンの目標回転数に相応した最大ポンプトルクとなるように変更される。保持時間の間は、エンジンに対する負荷が軽くなるように所定の低ポンプトルクで制御されるので、エンジンラグダウンが抑えられ、すなわちエンジンに急負荷が加えられたときのエンジン回転数の一瞬の落ち込みが比較的小さく抑えられ、作業性、操作性に対する悪影響、燃費の悪化、及び黒煙の増加の防止等を実現できる（例えば、特開 2 0 0 0 - 1 5 4 8 0 3 公報…段落番号 0 0 1 3, 0 0 2 8 - 0 0 5 3、図 1, 3 参照）。

#### 発明の開示

上述した従来技術は、非操作状態にある操作装置が操作されてから所定の保持時間の間は、所定の低ポンプトルクに制御されるのでエンジンに対する負荷が軽くなり、この間のエンジン回転数の落ち込みが比較的小さく抑えられるものの、保持時間の経過時に直ちにエンジンの目標回転数に相応した最大ポンプトルクとなるように制御されるので、エンジンが目標回転数に達した直後に、あるいはエンジンが目標回転数に達する以前に、再び比較的小さいながらもエンジンラグダウンを生じることが避けられない。このような現状から、従来、保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンの抑制も要望されていた。なお上述の保持時間の経過後に生じるエンジンラグダウンの発生は、作業性、操作性に対する悪影響を招きやすい。

本発明は、上述した従来技術における実状からなされたもので、その目的は、操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンを小さく抑えることができる建設機械のエンジンラグダウン抑制装置を提供することにある。

上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンによって駆動するメインポンプと、このメインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段と、上記メインポンプから吐出される圧油により駆動する油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置とを有する建設機械に備えられ、上記操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、上記最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルクとするように上記トルク調整手段を制御する第１トルク制御手段と、この第１トルク制御手段で制御される間に上記非操作状態から上記操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上記所定の低ポンプトルク、またはその所定の低ポンプトルク付近のポンプトルクにするように上記トルク調整手段を制御する第２トルク制御手段とを含み、上記非操作状態から上記操作装置が操作された際に生じる上記エンジンの回転数の一時的な落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置において、上記所定の保持時間の経過時点から、ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率に基づいて徐々に増加させるように上記トルク調整手段を制御する第３トルク制御手段を備えたことを特徴としている。

このように構成した本発明は、操作装置の非操作状態から操作状態に移行した際の低ポンプトルクの所定の保持時間の経過後には、第３トルク制御手段により、所定の増トルク率に基づいてポンプトルクが徐々に増加する。これに伴って、上述した所定の保持時間の経過後にエンジンにかかる負荷は一度に大きな負荷とはならず、すなわち徐々に大きな負荷となり、これにより、所定の保持時間経過後のエンジンラグダウンを小さく抑えることができる。

また本発明は、上記発明において、上記第３トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を一定に保つように制御する手段を含むことを特徴としている。

また本発明は、上記発明において、上記第３トルク制御手段は、

上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を可変に制御する手段を含むことを特徴としている。

5       また本発明は、上記発明において、上記増トルク率を可変に制御する手段が、単位時間毎の増トルク率を連続的に演算する手段を含むことを特徴としている。

10       また本発明は、上記発明において、上記エンジンの目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じたトルク補正値を求める補正トルク演算部を有し、この補正トルク演算部で求められたトルク補正値に基づいて、上記第1トルク制御手段によって制御される最大ポンプトルクの目標値を決めるスピードセンシング制御手段を備えるとともに、上記第3トルク制御手段が、予めトルク補正値と増トルク率の関数関係を設定する関数設定部と、上記スピードセンシング制御手段の上記補正トルク演算部で求められたトルク補正値と、上記関数設定部で設定された関数関係とから該当する増トルク率を演算する手段を含むことを特徴としている。

15       このように構成した本発明は、スピードセンシング制御を実施するものにおいて、低ポンプトルクの所定の保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンを小さく抑えることができる。

20       また本発明は、上記発明において、ブースト圧を検出するブースト圧センサを備えるとともに、上記第3トルク制御手段が、上記ブースト圧センサで検出されたブースト圧に応じて上記該当する増トルク率を補正する増トルク率補正手段を含むことを特徴としている。

25       本発明は、操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後には、第3トルク制御手段によって徐々にポンプトルクを増加させるようにしてあることから、この所定の保持時間の経過後においてもエンジンにかかる負荷を軽くすることができ、これにより所定の保持時間経過後のエンジンラグダウンも従来に比べて小さく抑えることができ、エンジン

30

目標回転数に応じた最大ポンプトルクに至る時間を早めることができる。これとともに、所定の保持時間経過後の早い段階で大きなポンプトルクを確保することができ、作業性及び操作性を従来に比べて向上させることができる。

5

#### 図面の簡単な説明

図 1 は本発明のエンジンラグダウン抑制装置が備えられる建設機械の要部構成を示す図である。

図 2 は図 1 に示す建設機械が保有する基本特性のうちのポンプ吐出圧－押し除け容積特性（P Q 特性に対応）、及びポンプ吐出圧－ポンプトルク特性を示す図である。

図 3 は図 1 に示す建設機械が保有する基本特性のうちの P Q 線移動特性を示す図である。

図 4 は図 1 に示す建設機械が保有する基本特性のうちのエンジン目標回転数－トルク特性を示す図である。

図 5 は図 1 に示す建設機械が保有する基本特性のうちのポジション制御特性を示す図である。

図 6 は図 1 に示す建設機械が保有するエンジン制御特性を示す図である。

図 7 は本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラに記憶されるパイロット圧－押し除け容積特性を示す図である。

図 8 は本発明の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラに備えられるスピードセンシング制御手段を示すブロック図である。

図 9 は本発明の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラにおける処理手順を示すフローチャートである。

図 10 は図 8 に示すスピードセンシング制御手段に含まれる補正トルク演算部を示す図である。

図 11 は本発明の第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラに記憶される関数設定部を示す図である。

図 1 2 は本発明の第 1 実施形態で得られる時間－エンジン回転数特性、及び時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

図 1 3 は本発明の第 2 実施形態で得られる時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

図 1 4 は本発明の第 3 実施形態で得られる時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

図 1 5 は本発明の第 4 実施形態の要部構成を示す図である。

図 1 6 は本発明の第 4 実施形態で得られる時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明に係る建設機械のエンジンラグダウン抑制装置を実施するための最良の形態を図に基づいて説明する。

図 1 は本発明のエンジンラグダウン抑制装置が備えられる建設機械の要部構成を示す図である。本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第 1 実施形態は、建設機械例えば油圧ショベルに備えられるものであり、この油圧ショベルは要部構成として、図 1 に示すようにエンジン 1 と、このエンジン 1 によって駆動する例えば可変容量型油圧ポンプ、すなわちメインポンプ 2 と、パイロットポンプ 3 と、タンク 4 とを備えている。

また、メインポンプ 2 から吐出される圧油によって駆動するブームシリンダ、アームシリンダ等の図示しない油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置 5 と、メインポンプ 2 の傾転角を制御する傾転制御アクチュエータ 6 と、メインポンプ 2 の最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段とを備えている。

このトルク調整手段は、メインポンプ 2 の吐出圧の変化に拘わらず、最大ポンプトルクを一定に保つように傾転制御アクチュエータ 6 を制御するトルク制御弁 7 と、操作装置 5 の操作量に応じて最大ポンプトルクを調整するポジション制御弁 8 とを含んでいる。

また、メインポンプ 2 の傾転角を検出する傾転センサ 9 と、メインポンプ 2 の吐出圧を検出する吐出圧検出手段、すなわち吐出圧センサ 10 と、操作装置 5 の操作に伴って出力されるパイロット圧を検出するパイロット圧検出手段、すなわちパイロット圧センサ 11 と、エンジン 1 の目標回転数を指示する回転数指示器 12 とを備えている。

また、上述したセンサ 9 ~ 11、及び回転数指示器 12 からの信号を入力するとともに記憶機能と、論理判断を含む演算機能とを有し、演算結果に応じた制御信号を出力する車体制御コントローラ 13 と、この車体制御コントローラ 13 から出力される制御信号に応じてエンジン 1 の燃料噴射ポンプ 14 を制御する信号を出力するエンジンコントローラ 15 とを備えている。燃料噴射ポンプ 14 付近には、ブースト圧を検出し、エンジンコントローラ 15 に検出信号を出力するブースト圧センサ 17、エンジン 1 の実回転数を検出する回転センサ 1a も備えられている。

また、車体制御コントローラ 13 から出力される制御信号に応じて作動し、上述のトルク制御弁 7 のスプール 7a をばね 7b の力に抗して作動させる電磁弁 16 を備えている。

図 2 ~ 5 は、図 1 に示す建設機械、すなわち油圧ショベルが保有する基本特性を示す図で、図 2 はポンプ吐出圧 - 押し除け容積特性 (PQ 特性に対応)、及びポンプ吐出圧 - ポンプトルク特性を示す図、図 3 は PQ 線図移動特性を示す図、図 4 はエンジン目標回転数 - トルク特性を示す図、図 5 はポジション制御特性を示す図である。

この油圧ショベルが有する基本特性として、図 2 の (a) 図に示すポンプ吐出圧 P - 押し除け容積 q の関係、すなわち、ポンプ吐出圧 P - 押し除け容積 q に相応する吐出流量 Q の関係である PQ 線図 20 で示す特性を有する。この PQ 線図 20 は、ポンプトルク - 一定線図 21 に相応する。また、図 2 の (b) 図に示すように、ポンプ吐出圧 P - ポンプトルクの関係である PQ 制御によるポンプトルク線図 22 で示す特性を有する。

なお上述したようにメインポンプ 2 の吐出圧を  $P$ 、押し除け容積を  $q$ 、また、ポンプトルクを  $T_p$ 、機械効率を  $\eta_m$  とすると、

$$T_p = (P \times q) / (628 \times \eta_m) \quad (1)$$

の関係にあることが知られている。

- 5      また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図 3 に示すように、 $PQ$  線図移動特性を有する。同図 3 中、23 は目標エンジン回転数に基づく最大ポンプトルクに相応する  $PQ$  線図であり、24 は前述した最大ポンプトルクよりも低い低トルク制御によるポンプトルク、例えば後述の最小ポンプトルク（値： $Min$ ）に相応する
- 10     $PQ$  線図である。後述のトルク制御処理をおこなうことにより、本来のエンジン 1 の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに相応する  $PQ$  線図 23 と、最小ポンプトルクに相応する  $PQ$  線図 24 との間を移動可能になっている。

- また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図 4 に示すエンジン 1 の目標回転数－トルクの関係で示すエンジン最大トルク線
- 15    図 25 の特性、及びこのエンジン最大トルク線図 25 を超えないように抑えられる最大ポンプトルク線図 26 の特性を有する。最大ポンプトルクは、エンジン 1 の目標回転数が比較的小さい  $n_1$  のとき、最大ポンプトルク線図 26 上の最小値  $T_{p1}$  となり、エンジン 1 の
- 20    回転数が定格回転数に相応する目標回転数  $n_2$  になると、最大ポンプトルク線図 26 上の最大値  $T_{p2}$  となる。

- 図 4 に示す最大ポンプトルク線図 26 上で最大値  $T_{p2}$  となるときの  $PQ$  線図は、図 3 の  $PQ$  線図 23 となり、図 4 に示す最大ポンプトルク線図 26 上で最小値  $T_{p1}$  となるときの  $PQ$  線図は、例え
- 25    ば図 3 の  $PQ$  線図 24 となる。

- また、この油圧ショベルが有する基本特性として、図 5 に示すように、操作装置 5 の操作に伴うポジション制御弁 8 の作動によるポジション制御特性を有する。同図 5 には、メインポンプ 2 の吐出圧  $P$  が  $P_1$  のときのポジション制御線図 27 を示してある。

- 30    図 1 に示すように、ポジション制御弁 8 とトルク制御弁 7 とはタ



ンデムに接続してあることから、この油圧ショベルにあっては、ポンプ吐出圧  $P$  が  $P_1$  のときには、図 5 の  $PQ$  線図 20 とポジション制御線図 27 のうちの最小値に応じて最大ポンプトルクが制御されるようになっている。

- 5 図 6 は図 1 に示す建設機械、すなわち油圧ショベルが保有するエンジン制御特性を示す図、図 7 は車体制御コントローラに記憶されるパイロット圧－押し除け容積特性を示す図である。

この油圧ショベルは、図 6 に示すように、エンジン制御特性として例えば電子ガバナ制御によって実現されるアイソクロナス特性を  
10 有している。

また、上述した車体制御コントローラ 13 には、図 7 に示すように、操作装置 5 の操作量に相応するパイロット圧  $P_i$  とメインポンプ 2 の押し除け容積  $q$  の関係を記憶させてある。パイロット圧  $P_i$  の増加に伴って、メインポンプ 2 の押し除け容積  $q$  が次第に増加する関係になっている。  
15

また、車体制御コントローラ 13 には、図 8 に示すスピードセンシング制御手段が含まれている。この図 8 に示すように、スピードセンシング制御手段は、エンジン 1 の目標回転数  $N_r$  と実回転数  $N_e$  との回転数偏差  $\Delta N$  を求める減算部 40 と、前述した図 4 に示す最大ポンプトルク線図、すなわち目標回転数  $N_r$  と駆動制御トルク  $T_b$  との関係である最大ポンプトルク線図が設定される馬力制御トルク演算部 41 と、減算部 40 から出力される回転数偏差  $\Delta N$  に応じたスピードセンシングトルク  $\Delta T$  を求める補正トルク演算部 42 と、上述の馬力制御トルク演算部 41 から出力される馬力制御トルク  $T_b$  と補正トルク演算部 42 から出力されるスピードセンシングトルク  $\Delta T$  とを加算する加算部 43 とを含みこの加算部 43 で求められた最大ポンプトルクの目標値  $T$  を前述した図 1 に示す電磁弁 16 の制御部に出力する。  
20  
25

そして特に、この第 1 実施形態は、上所定の低ポンプトルクに保持される所定の保持時間  $T \times 2$  の経過時点から、ポンプトルクを時  
30

間経過に従って所定の増トルク率 $K$ に基づいて徐々に増加させるように上述したトルク制御弁7、ポジション制御弁8を含むトルク調整手段を制御する第3トルク制御手段を備えている。この第3トルク制御手段は、例えば車体制御コントローラ13、電磁弁16等によって構成されている。

上述した各構成要素のうち、車体制御コントローラ13、電磁弁16、及びトルク制御弁7のばね7bに対向する側に配置され、電磁弁16から供給される圧油が導かれる受圧室7cとによって、非操作状態から操作装置5が操作された際に一瞬生じるエンジン回転数の著しい低下を抑える本発明のエンジンラグダウン抑制装置の第1実施形態が構成されている。

また、上述した車体制御コントローラ13と、電磁弁16と、トルク制御弁7の受圧室7cとによって、操作装置5の非操作状態が所定の監視時間 $T \times 1$ 経過したときに、エンジン1の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに代えて、この最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルク、例えば所定の最小ポンプトルク（値： $M_{min}$ ）にするようにトルク制御弁7のスプール7aを移動させる第1トルク制御手段と、この第1トルク制御手段で制御される間に上述の非操作状態から操作装置5が操作された後、所定の保持時間 $T \times 2$ の間、例えば上述の最小ポンプトルクにするように、トルク制御弁7のスプール7aを保持させる第2トルク制御手段が構成されている。

図10は図8に示すスピードセンシング制御手段に含まれる補正トルク演算部を示す図であり、図11は第1実施形態に含まれる上述の車体制御コントローラに記憶される関数設定部を示す図である。

図10に示すように、補正トルク演算部42では、回転数偏差 $\Delta N$ が小さい回転数偏差 $\Delta N1$ であるときに、スピードセンシングトルク $\Delta T$ として小さいスピードセンシングトルク $\Delta T1$ が求められ、回転数偏差 $\Delta N$ が回転数偏差 $\Delta N1$ よりは大きい回転数偏差 $\Delta$

N 2 であるときに、スピードセンシングトルク  $\Delta T$  としてスピードセンシングトルク  $\Delta T_1$  より大きいスピードセンシングトルク  $\Delta T_2$  が求められる。

また、図 1 1 に示す関数設定部 4 4 には、スピードセンシングトルク  $\Delta T$  と、増トルク率  $K$  との関係が設定され、例えばスピードセンシングトルク  $\Delta T$  が大きくなるに従って徐々に大きくなる増トルク率  $K$  の直線的な関係が設定されている。

図 1 1 に示すように、車体制御コントローラ 1 3 に記憶される関数設定部 4 4 においてスピードセンシングトルク  $\Delta T$  が小さいスピードセンシングトルク  $\Delta T_1$  であるときに、単位時間当りのトルクの変化量である増トルク率  $K$  は小さな値である増トルク率  $K_1$  となり、スピードセンシングトルク  $\Delta T$  が  $\Delta T_1$  より大きい  $\Delta T_2$  であるときに、増トルク率  $K$  は  $K_1$  よりも大きな値である  $K_2$  となる。

上述した第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 1 3 は、所定の低ポンプトルクからエンジン 1 の目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、図 1 1 に示す関数設定部 4 4 の関数関係に基づいて増トルク率  $K$  を一定に保つように制御する手段を含んでいる。

また、第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 1 3 は、図 1 0 に示す補正トルク演算部 4 2 で求められたトルク補正值、すなわちスピードセンシングトルク  $\Delta T$  と、図 1 1 に示す関数設定部 4 4 で設定されたスピードセンシングトルク  $\Delta T$  と増トルク率  $K$  の関係とから該当する増トルク率  $K$  を演算する手段も含んでいる。

図 9 は第 1 実施形態に含まれる車体制御コントローラにおける処理手順を示すフローチャートである。この図 9 に示すフローチャートに従って、本発明の第 1 実施形態における処理動作について説明する。

車体制御コントローラ 1 3 は、はじめに図 9 の手順 S 1 に示すように、非操作状態に保持される保持時間  $T_X$  が、所定の保持時間  $T_X \times 2$  経過していないかどうか判断される。この判断がイエスであれ

ば、保持時間  $T \times$  が所定の保持時間  $T \times 2$  に至らない状態であり、最大ポンプトルク  $T$  が上述の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルク（値： $Min$ ）を維持するようにトルク制御弁 7 が制御される。

- 5      なお、操作装置 5 が操作状態であるときには、図 1 に示す傾転制御アクチュエータ 6 はトルク制御弁 7、ポジション制御弁 8 を介して受圧室 6 a に供給される圧油の圧力による力が、受圧室 6 b に供給されるパイロットポンプ 3 のパイロット圧による力よりも大きいと、スプール 6 c が同図 1 の右方向に移動し、矢印 3 0 に示すよう  
10      にメインポンプ 2 の傾転角が減少する。また逆に、受圧室 6 b の圧力による力が受圧室 6 a の圧力による力よりも大きいと、スプール 6 c が同図 1 の左方向に移動し、矢印 3 1 に示すようにメインポンプ 2 の傾転角が増加する。

- また、トルク制御弁 7 は、例えば受圧室 7 d に与えられるメイン  
15      ポンプ 2 の吐出圧  $P$  による力と、電磁弁 1 6 を介して受圧室 7 c に与えられるパイロット圧による力の合力が、ばね 7 b の力よりも大きくなると、スプール 7 a が同図 1 の左方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a に圧油を供給する傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を減少させる傾向となる。逆に、受圧室 7 d に  
20      与えられる圧力による力と、受圧室 7 c に与えられる圧力による合力が、ばね 7 b の力よりも小さくなると、スプール 7 a が同図 1 の右方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a の圧油をタンク 4 に戻す傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を増加させる傾向となる。

- 25      今の場合は、車体制御コントローラ 1 3 から出力される制御信号により、電磁弁 1 6 がばね 1 6 a の力に抗して図 1 の下段位置側に切り換えられる傾向となり、トルク制御弁 7 の受圧室 7 c は電磁弁 1 6 を介してタンク 4 に連通する傾向となる。したがって、トルク制御弁 7 は、受圧室 7 d に与えられるメインポンプ 2 の吐出圧  $P$  に  
30      よる力と、ばね 7 b の力との大小関係でスプール 7 a が移動する。

また、ポジション制御弁 8 は、操作装置 5 の操作に伴ってパイロット管路 3 2 を介して導かれるパイロット圧による力が、ばね 8 a の力よりも大きくなると、スプール 8 b が同図 1 の右方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a の圧油をタンク 4 に戻す傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を増加させる傾向となる。逆に、パイロット管路 3 2 を介して導かれるパイロット圧による力が、ばね 8 a の力よりも小さくなると、スプール 8 b が同図 1 の左方向に移動し、傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a にパイロットポンプ 3 からの圧油を供給する傾向、すなわちメインポンプ 2 の傾転角を減少させる傾向となる。

このような作用により、メインポンプ 2 の吐出圧  $P$  に応じた傾転角、すなわち押し除け容積  $q$  に制御され、前述の (1) 式によって求められる最大ポンプトルク  $T_p$  となるように、メインポンプ 2 のポンプトルクが制御される。このときの  $PQ$  線図は、前述したように図 3 の  $PQ$  線図 2 3 となる。

そして、操作装置 5 が非操作となり、監視時間  $T \times 1$  が計時されると、ポンプトルクを図 3 の  $PQ$  線図 2 4 に相応する低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルクにする処理がおこなわれる。このとき、第 1 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 1 3 から電磁弁 1 1 を切り換える制御信号が出力される。

これにより、ばね 1 6 a の力によって電磁弁 1 6 は図 1 に示す上段位置側に切り換えられる傾向となり、電磁弁 1 6 を介してトルク制御弁 7 の受圧室 7 c にパイロット圧が供給され、トルク制御手段 7 は受圧室 7 d の圧力による力と受圧室 7 c の圧力による力の合力が、ばね 7 d の力よりも大きくなり、スプール 7 a が同図 1 の左方向に移動する。このトルク制御弁 7 を介して傾転制御アクチュエータ 6 の受圧室 6 a にパイロット圧が供給され、受圧室 6 a の圧力による力が受圧室 6 b の圧力による力よりも大きくなり、この傾転制御アクチュエータ 6 のスプール 6 c が同図 1 の右方向に移動し、メインポンプ 2 の傾転角は矢印 3 0 方向に変化して最小となる。この

とき、前述の（１）式から明らかなように、ポンプトルク  $T_p$  は最小となる。このときの  $PQ$  線図は、前述したように図３の  $PQ$  線図 24 へと変化する。

そして、上述のようにポンプトルクが最小ポンプトルク（値： $M_{in}$ ）に保たれている状態から、図示しない油圧アクチュエータを例えば急操作したときには、車体制御コントローラ 13 に含まれる第 2 トルク制御手段により所定の保持時間  $T \times 2$  の間、上述の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルクを維持する制御が実施される。

10      このような状態から所定の保持時間  $T \times 2$  に至り、前述の図 9 に示す手順  $S_1$  の判断がノーとなると、車体制御コントローラ 13 に含まれるスピードセンシング制御手段による基本制御において、第 3 トルク制御手段の制御が考慮された処理が実施される。

15      ここで通常実施されるスピードセンシング制御について説明すると、以下のとおりである。

車体制御コントローラ 13 は、目標回転数指示器 12 から入力された信号に基づいて、エンジン 1 の目標回転数  $N_r$  を求める演算をおこなう。また、エンジンコントローラ 15 を介して回転センサ 1a から入力された信号に基づいてエンジン 1 の実回転数  $N_e$  を求める演算をおこなう。図 8 に示す駆動制御トルク演算部 41 で、エンジン 1 の目標回転数  $N_r$  に応じた駆動制御トルク  $T_b$  を求める演算をおこなう。また、減算部 40 で、上述の目標回転数  $N_r$  と上述の実回転数  $N_e$  との回転数偏差  $\Delta N$  を求めるとともに、補正トルク演算部 42 で、回転数偏差  $\Delta N$  に応じたスピードセンシングトルク  $\Delta T$  を求める演算をおこなう。

図 9 の手順  $S_2$  で回転数偏差  $\Delta N$  を求める処理、及び手順  $S_3$  で回転数偏差  $\Delta N$  から  $\Delta T$  を求める処理は、上述のとおりである。

通常のスPEEDセンシング制御においては、その後に加算部 43 で、駆動制御トルク演算部 41 で求めた駆動制御トルク  $T_b$  に、補正トルク演算部 42 で求めたスピードセンシングトルク  $\Delta T$  が加え

られて、最大ポンプトルクの目標値  $T$  を求める演算がおこなわれる。  
この目標値  $T$  に相当する制御信号が電磁弁 16 の制御部に出力される。

これに対して、本発明の第 1 実施形態は、図 9 の手順 S 4 に示す  
5 ように、補正トルク演算部 42 で求めたスピードセンシングトルク  
 $\Delta T$  から増トルク率  $K$  を求める演算がなされる。今仮に、図 8 の減  
算部 40 で求められるエンジン 1 の回転数偏差  $\Delta N$  が図 10 に示す  
 $\Delta N 1$  であり、補正トルク演算部 42 で求められるスピードセンシ  
ングトルク  $\Delta T$  が、図 10 に示す  $\Delta T 1$  であったとすると、図 11  
10 に示す関数設定部 44 の関係から、増トルク率  $K$  は比較的小さい  $K$   
1 と求められる。

次に図 9 の手順 S 5 に示すように、

$$T = \{ (K = K 1) \times \text{time} \} + \text{Min} \quad (2)$$

の演算が実施され、この目標値  $T$  に応じた制御信号が、車体制御コ  
15 ントローラ 13 から電磁弁 16 の制御部に出力される。上述の  $t i$   
 $m e$  は所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後の時間である。また、上述の  
 $M i n$  は、所定の低ポンプトルクすなわち所定の保持時間  $T \times 2$  の  
間、維持される最小ポンプトルクの値である。この第 1 実施形態で  
は、所定の保持時間  $T \times 2$  が経過した後には、通常のスPEEDセン  
20 シング制御におけるようにポンプトルクが直ちに目標回転数  $N r$  に  
応じた最大ポンプトルクまで増加するようには制御されず、増トル  
ク率  $K (= K 1)$  に依存して時間の経過に従って徐々にポンプトル  
クを増加させるように制御が実施される。

図 12 は本発明の第 1 実施形態で得られる時間 - 最大ポンプトル  
25 ク特性、及び時間 - エンジン回転数特性を示す図である。

この図 12 において、50 は、非操作状態で低ポンプトルク、す  
なわち最小ポンプトルクに保持されている状態から操作装置 5 が操  
作されたとき、すなわち操作開始時点を示している。51 は、所定  
の保持時間  $T \times 2$  に至ったとき、すなわち保持時間経過時点を示し  
30 ている。また、(b) 図の 52 は、エンジン目標回転数、(a) 図

の 5 8 はエンジン目標回転数に応じた値  $M a x$  の最大ポンプトルク  $T$  を示している。

この第 1 実施形態の特徴とする第 3 トルク制御手段を備えていないもの、すなわち単にスピードセンシング制御だけがなされるもの  
5 にあっては、(b) 図の従来のエンジン回転数 5 3 で示すように、  
所定の保持時間  $T \times 2$  に至ったときに瞬時にエンジン目標回転数に  
応じた最大ポンプトルクまでポンプトルクを増加させる制御を実施  
するために、所定の保持時間  $T \times 2$  が経過した後に小さいながらも、  
比較的大きめのエンジンラグダウンが発生する。これに伴うスピー  
10 ドセンシング制御により、現実には (a) 図の従来の制御トルク 5  
4 で示すように、ポンプトルクが値  $M a x$  の最大ポンプトルク  $T$  に  
なるまでに、わずかながら時間がかかる。また、制御トルク 5 4 で  
示すように比較的小さな値のポンプトルクとなっている。これによ  
り作業性、操作性が低下しやすい。

15 この第 1 実施形態は、上述のように第 3 トルク制御手段によって、  
ポンプトルクを増トルク率  $K$  ( $= K 1$ ) に依存させて徐々に増加さ  
せるものであり、傾きを有する特性線である (a) 図に示す実ポン  
プトルク 5 5 とするよう、ポンプトルク制御が実施される。これ  
により、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後に、エンジン 1 に加えられ  
20 る負荷が比較的小さくなり、(b) 図のエンジン回転数 5 6 で示す  
ように、エンジンラグダウンが通常のスPEEDセンシング制御だけ  
によるものに比べて小さく抑えられる。このエンジン回転数 5 6 に  
伴うスピードセンシング制御により、現実には (a) 図の制御トル  
ク 5 7 で示すように、従来の制御トルク 5 4 に比べて早く最大ポン  
25 プトルク  $T$  の値  $M a x$  に至る。また、比較的大きな値のポンプトル  
クとすることができる。

なお、スピードセンシング制御手段の減算部 4 0 で求められる回  
転数偏差  $\Delta N$  が、上述した  $\Delta N 1$  よりもわずかに大きい図 1 0 に示  
す  $\Delta N 2$  のときには、補正トルク演算部 4 2 で求められるスピー  
30 ドセンシングトルク  $\Delta T$  は、上述した  $\Delta T 1$  よりも大きい図 1 0 に示



す  $\Delta T_2$  となる。したがって、このときの増トルク率  $K$  は、図 11 の関係から上述した  $K_1$  よりも大きい  $K_2$  となる。

この場合には、図 12 の (a) 図の実ポンプトルク 59 で示すように、特性線の傾きが上述の実ポンプトルク 55 よりも大きくなり、  
5 これに伴って、図 12 の (b) 図のエンジン回転数 60 に示すように、エンジンラグダウンは、上述のときよりもさらに小さく抑えられる。これに伴うスピードセンシング制御により、現実には (a) 図の制御トルク 60 a で示すように、さらに早く最大ポンプトルク  $T$  の値  $M_{ax}$  に至る。また、より大きな値のポンプトルクとすることが  
10 できる。

以上のように、この第 1 実施形態によれば、操作装置 5 が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクすなわち最小ポンプトルク (値:  $M_{in}$ ) に保持する所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後には、  
15 第 3 トルク制御手段によって、増トルク率  $K$  を  $K_1$  に一定に保つことにより、あるいは  $K_2$  に一定に保つことにより、その後の時間経過に従って徐々にポンプトルクを増加させるようにしてあることから、この所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後におけるエンジンラグダウンを、通常のスピードセンシング制御だけの場合に比べて小さく抑えることができる。これにより、目標回転数  $N_r$  に応じた値  $M_{ax}$   
20 の最大ポンプトルク  $T$  に至るまでの時間を早めることができる。また、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後の早い段階で大きなポンプトルクを確保することができる。これらにより、作業性及び操作性を向上させることができる。

図 13 は本発明の第 2 実施形態で得られる時間 - 最大ポンプトルク特性、及び時間 - エンジン回転数特性を示す図である。  
25

この第 2 実施形態は、第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 13 が、前述した図 9 の手順 S5 において、下記の演算をおこなう手段を備えている。

$$T = K / (time)^2 + M_{in} \quad (3)$$

30 すなわち、図 9 の車体制御コントローラ 13 において実施される

フローチャートに沿って説明すると、図 9 の手順 S 1 において、非  
操作状態から操作装置 5 が操作されてからの保持時間  $T \times$  が所定の  
保持時間  $T \times 2$  に至ったと判断されると、図 9 の手順 S 2 に移り、  
スピードセンシング制御手段に含まれる図 8 の減算部 4 0 で、目標  
5 回転数  $N_r$  と実回転数  $N_e$  との回転数偏差  $\Delta N$  が求められる。この  
とき求められた  $\Delta N$  が今仮に図 1 0 に示す  $\Delta N 1$  であったとする。

次に図 9 の手順 S 3 に移り、スピードセンシング制御手段に含ま  
れる図 8 の補正トルク演算部 4 2 で、回転数偏差  $\Delta N (= \Delta N 1)$   
に応じたスピードセンシングトルク  $\Delta T$  が求められる。このとき、  
10 図 1 0 の関係から  $\Delta T$  は  $\Delta T 1$  と求められる。

次に図 9 の手順 S 4 に移り、図 1 1 に示す関係から、 $\Delta T 1$  に相  
応する増トルク率  $K$  が  $K 1$  と求められる。

次に、図 9 の手順 S 4 に移り、この第 2 実施形態の特徴とする上  
記 ( 3 ) 式から、

$$15 \quad T = K 1 / (t i m e)^2 + M i n \quad ( 4 )$$

の演算が実施され、この目標値  $T$  に応じた制御信号が、車体制御コ  
ントローラ 1 3 から電磁弁 1 6 の制御部に出力される。ここで上述  
したように、 $t i m e$  は所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後の時間であ  
り、 $M i n$  は所定の保持時間  $T \times 2$  の間、維持される最小ポンプト  
20 ルクの値である。

この第 2 実施形態も上記 ( 4 ) 式で示すように、増トルク率  $K$  は  
 $K 1$  に、すなわち一定に保つように制御される。

この第 2 実施形態は、上記 ( 4 ) 式の演算をおこなう演算手段が  
含まれる第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 1 3  
25 によって、ポンプトルクを増トルク率  $K (= K 1)$  に依存させて徐  
々に増加する曲線を形成する特性線である図 1 3 の ( a ) 図に示す  
実ポンプトルク 6 1 とするように、ポンプトルク制御を実施するこ  
とにより、前述した第 1 実施形態におけるのと同様に、( b ) 図の  
エンジン回転数 6 2 で示すように、エンジンラグダウンが比較的小  
30 さく抑えられる。これに伴うスピードセンシング制御により、現実

には（a）図の制御トルク 63 で示すように、従来の制御トルク 54 に比べて早くエンジン 1 の目標回転数に応じた最大ポンプトルク T となる。また、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後の早い段階で比較的大きなポンプトルクを確保することができる。

- 5      このように構成した第 2 実施形態も、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後に徐々にポンプトルクを増加させるように電磁弁 16 を制御するようにしてあることから、上述した第 1 実施形態におけるのと同等の作用効果が得られる。

10      図 14 は本発明の第 3 実施形態で得られる時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

この第 3 実施形態は、第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 13 が、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後に所定の低ポンプトルク、すなわち最小ポンプトルク（値：Min）からエンジン 1 の目標回転数  $N_r$  に応じた最大ポンプトルク（値：Max）に移行する間、増トルク率 K を可変に制御する手段を備えている。

この増トルク率 K を可変に制御する手段は、例えば所定の保持時間  $T \times 2$  の経過後に、単位時間毎の増トルク率 K を連続的に演算する手段を含んでいる。

20      この第 3 実施形態は、前述した図 9 の手順 S2～S5 の処理が単位時間毎に実施され、すなわち周期的に実施され、その単位時間毎に得られる最大ポンプトルクの目標値 T に応じた制御信号が、車体制御コントローラ 13 から電磁弁 16 の制御部に出力される。

このように構成した第 3 実施形態は、増トルク率 K がエンジン 1 の回転数偏差  $\Delta N$  に応じて変化する値となり、ポンプトルクをこの可変の増トルク率 K に依存させて徐々に増加する曲線を形成する特性線である図 14 の（a）図に示す実ポンプトルク 65 とするよう  
25      に、ポンプトルク制御を実施することにより、例えば前述した第 1 実施形態において得られる図 14 の（b）図のエンジン回転数 60 に比べて、さらにエンジンラグダウンが小さく抑えられるエンジン  
30      回転数 66 とすることができる。このエンジン回転数 66 に伴うス

ビードセンシング制御により、現実には前述した第 1 実施形態において得られる図 1 4 の制御トルク 6 0 a よりもさらに精度の高い制御トルク 6 7 とすることができる。すなわちこの第 3 実施形態によれば、第 1 実施形態におけるよりも精度の高い作業性、及び操作性  
5 を確保できる。なお、同図 1 4 の 6 4 は、エンジン回転数が目標回転数に至ったとき、すなわち復帰終了時点を示している。

図 1 5 は本発明の第 4 実施形態の要部構成を示す図、図 1 6 は本発明の第 4 実施形態で得られる時間－最大ポンプトルク特性、及び時間－エンジン回転数特性を示す図である。

10 この第 4 実施形態は、車体制御コントローラ 1 3 に含まれる第 3 トルク制御手段が、スピードセンシングトルク  $\Delta T$  と増トルク率  $K$  の関係を設定する関数設定部 4 4 とともに、図 1 に示すブースト圧センサ 1 7 に応じた比  $\alpha$  を求めるブースト圧に係る比の演算部 4 5 と、関数設定部 4 4 から出力される増トルク率  $K$  と演算部 4 5 から  
15 出力される比  $\alpha$  とを乗算する乗算部 4 6 とを備えている。

また、この第 4 実施形態は、第 3 トルク制御手段を構成する車体制御コントローラ 1 3 が、前述した図 9 の手順 S 5 において、下記の演算をおこなう手段を備えている。

$$T = (K \cdot \alpha \times time) + Min \quad (5)$$

20 ここで、 $\alpha$  は、上述した乗算部 4 6 で求められる比である。

このように構成した第 4 実施形態は、例えばエンジン 1 の回転数偏差  $\Delta N$  が図 1 0 に示す  $\Delta N 2$ 、スピードセンシングトルク  $\Delta T$  が同図 1 0 に示す  $\Delta T 2$ 、増トルク率  $K$  が図 1 1 に示す  $K 2$  であって、ブースト圧センサ 1 7 で検出されたブースト圧に応じた比  $\alpha$  が、  
25  $1 < \alpha < 2$  の範囲内の値であるとする、前述した図 9 の手順 S 2 ～ S 5 の処理に際し、上記 (5) 式によって求められる最大ポンプトルクの目標値  $T$  に応じた制御信号が、車体制御コントローラ 1 3 から電磁弁 1 6 の制御部に出力される。

すなわち、ポンプトルクを増トルク率  $K \cdot \alpha$  ( $> K$ ) に依存させて徐々に直線的に増加する特性線である図 1 6 の (a) 図に示す  
30

実ポンプトルク 70、すなわち第1実施形態における実ポンプトルク 59 の特性線よりも傾きの大きい直線を形成する実ポンプトルク 70 とするように、ポンプトルク制御を実施することにより、第1実施形態において得られる場合の図16の(b)図のエンジン回転  
5 数60に比べて、さらにエンジンラグダウンが小さく抑えられるエンジン回転数71とすることができる。このエンジン回転数71に伴うスピードセンシング制御により、現実には前述した第1実施形態において得られる図16の(a)図の制御トルク60aよりもさらに精度の高い制御トルク72とすることができる。すなわち、こ  
10 の第4実施形態にあっても、第1実施形態におけるよりも精度の高い作業性、及び操作性を確保できる。

15

20

25

30

### 請 求 の 範 囲

1. エンジンと、このエンジンによって駆動するメインポンプと、このメインポンプの最大ポンプトルクを調整するトルク調整手段と、上記メインポンプから吐出される圧油により駆動する油圧アクチュエータと、この油圧アクチュエータを操作する操作装置とを有する建設機械に備えられ、

上記操作装置の非操作状態が所定の監視時間経過したときに、上記最大ポンプトルクよりも低い所定の低ポンプトルクとするように上記トルク調整手段を制御する第1トルク制御手段と、

- 10 この第1トルク制御手段で制御される間に上記非操作状態から上記操作装置が操作された後、所定の保持時間の間、上記所定の低ポンプトルク、またはその所定の低ポンプトルク付近のポンプトルクにするように上記トルク調整手段を制御する第2トルク制御手段とを含み、

- 15 上記非操作状態から上記操作装置が操作された際に生じる上記エンジンの回転数の一時的な落ち込みを小さく抑えるようにした建設機械のエンジンラグダウン抑制装置において 上記所定の保持時間の経過時点から、ポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率に基づいて徐々に増加させるように上記トルク調整手段を制御する第3トルク制御手段を備えたことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

2. 上記請求の範囲1に記載の発明において、

- 上記第3トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を一定に保つように制御する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

3. 上記請求の範囲1に記載の発明において、

- 上記第3トルク制御手段は、上記所定の低ポンプトルクから上記エンジンの目標回転数に応じた最大ポンプトルクに移行する間、上記増トルク率を可変に制御する手段を含むことを特徴とする建設機

械のエンジンラグダウン抑制装置。

4. 上記請求の範囲 3 に記載の発明において、

上記増トルク率を可変に制御する手段が、単位時間毎の増トルク率を連続的に演算する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

5. 上記請求の範囲 1 に記載の発明において、

上記エンジンの目標回転数と実回転数との回転数偏差に応じたトルク補正値を求める補正トルク演算部を有し、この補正トルク演算部で求められたトルク補正値に基づいて、上記第 1 トルク制御手段によって制御される最大ポンプトルクの目標値を決めるスピードセンシング制御手段を備えるとともに、

上記第 3 トルク制御手段が、予めトルク補正値と増トルク率の関数関係を設定する関数設定部と、上記スピードセンシング制御手段の上記補正トルク演算部で求められたトルク補正値と、上記関数設定部で設定された関数関係とから該当する増トルク率を演算する手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

6. 上記請求の範囲 5 に記載の発明において、

ブースト圧を検出するブースト圧センサを備えるとともに、

上記第 3 トルク制御手段が、上記ブースト圧センサで検出されたブースト圧に応じて上記該当する増トルク率を補正する増トルク率補正手段を含むことを特徴とする建設機械のエンジンラグダウン抑制装置。

## 要 約 書

操作装置が非操作状態から操作された際の、低ポンプトルクに保持する所定の保持時間の経過後におけるエンジンラグダウンを小さく抑えるため、操作装置 5 の非操作状態が監視時間  $T \times 1$  経過したとき、目標エンジン回転数  $N_r$  に応じた最小ポンプトルク（値： $M_{i n}$ ）にトルク制御弁 7 を制御する第 1 トルク制御手段と、非操作状態から操作装置 5 が操作された後、所定の保持時間  $T \times 2$  の間、上述の最小ポンプトルクを保持するようにトルク制御弁 7 を制御する第 2 トルク制御手段とを構成する車体制御コントローラ 13、電  
10 磁弁 16 等を備えるとともに、所定の保持時間  $T \times 2$  の経過時点からポンプトルクを時間経過に従って所定の増トルク率  $K$  に基づいて徐々に増加させるように、トルク制御弁 7 を制御する第 3 トルク制御手段を備えた。

15

20

25

30



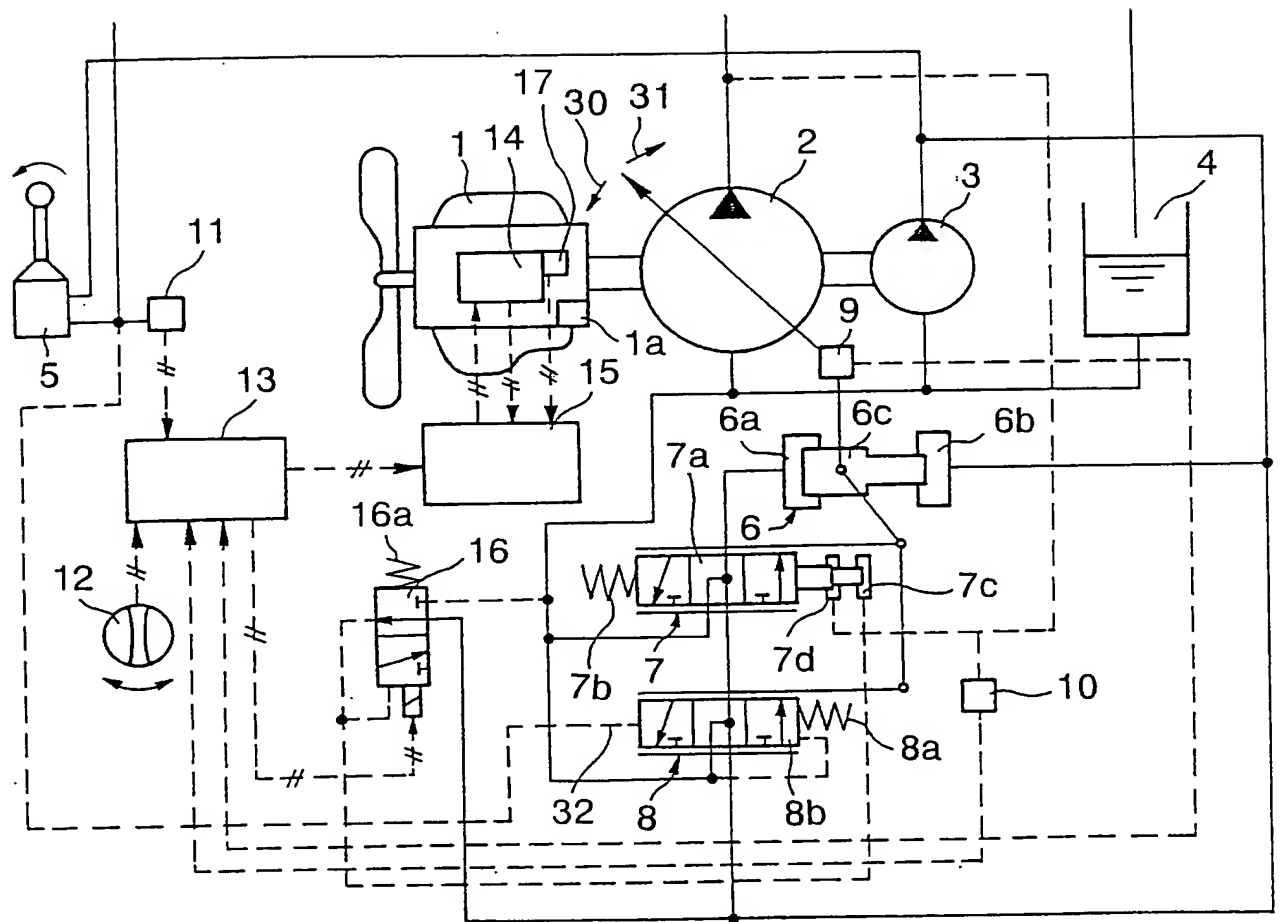


図 2

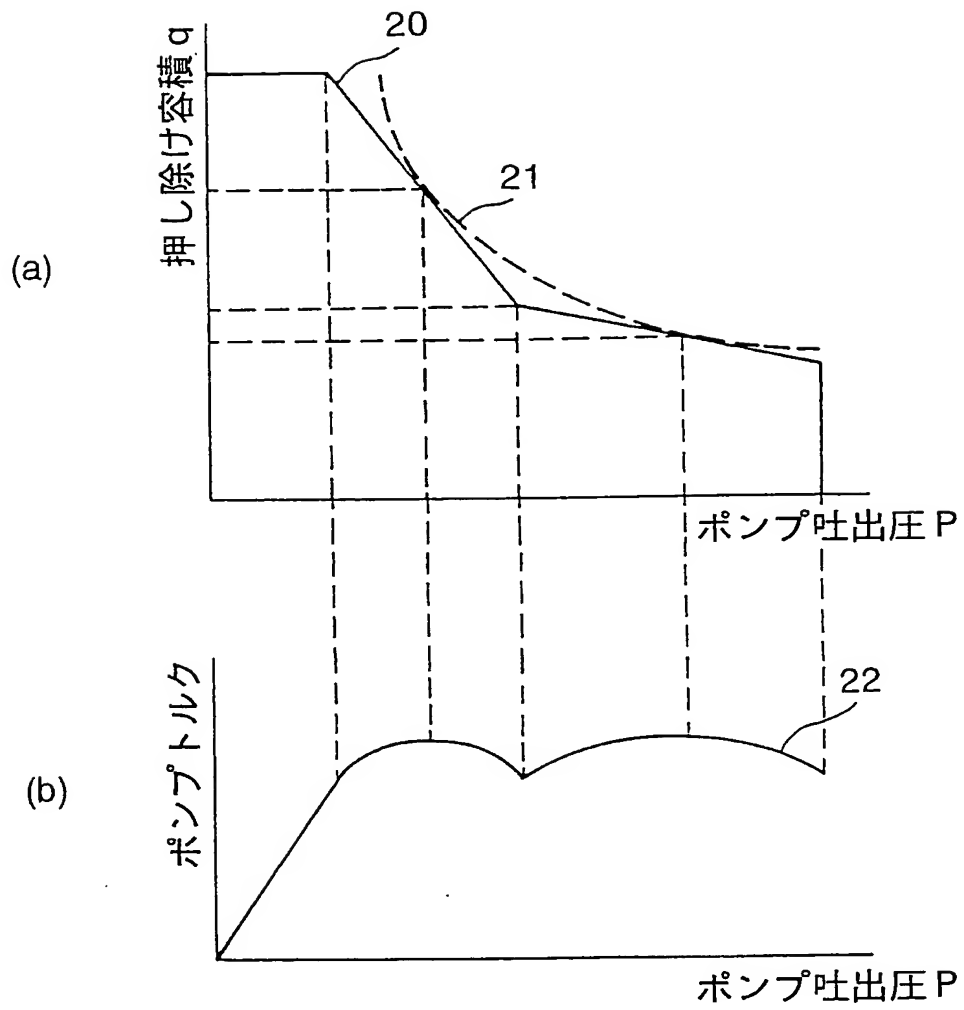


図 3

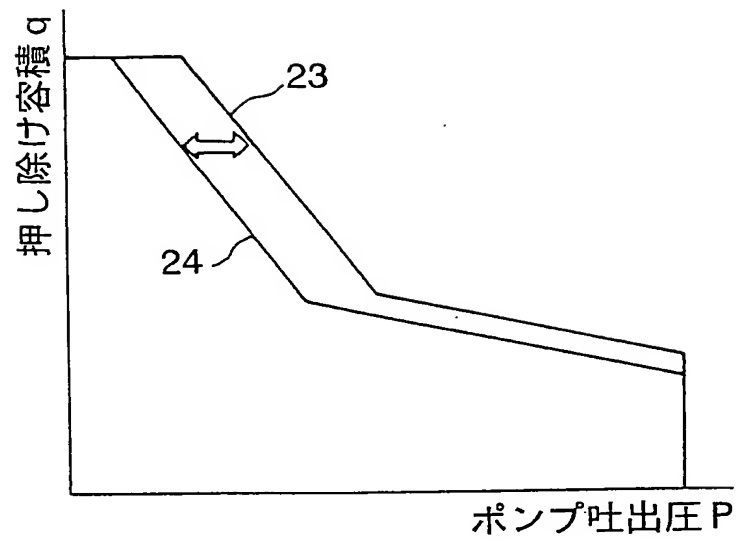


図 4

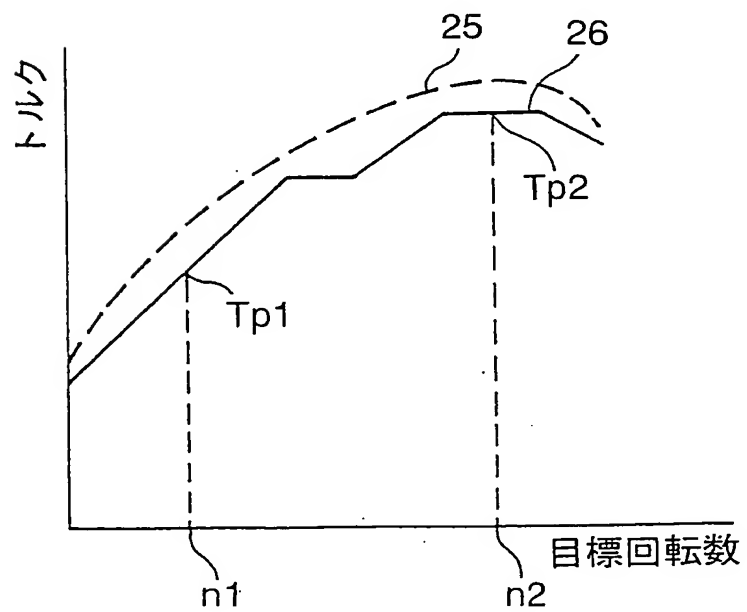


図 5

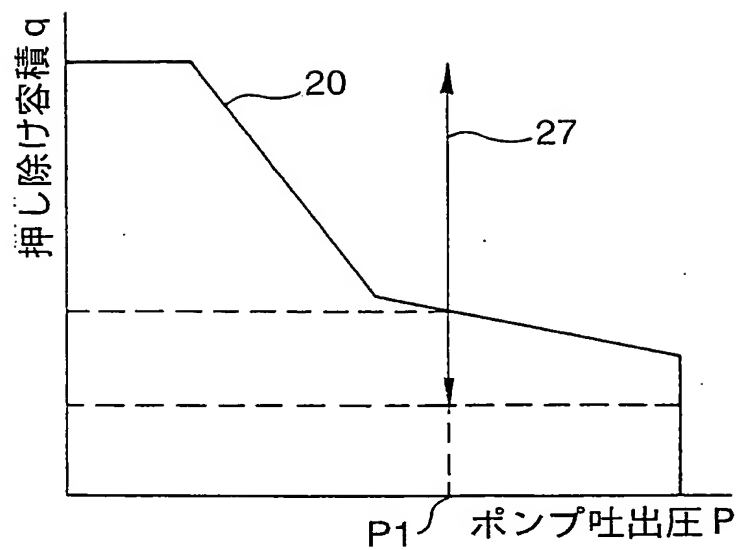


図 6

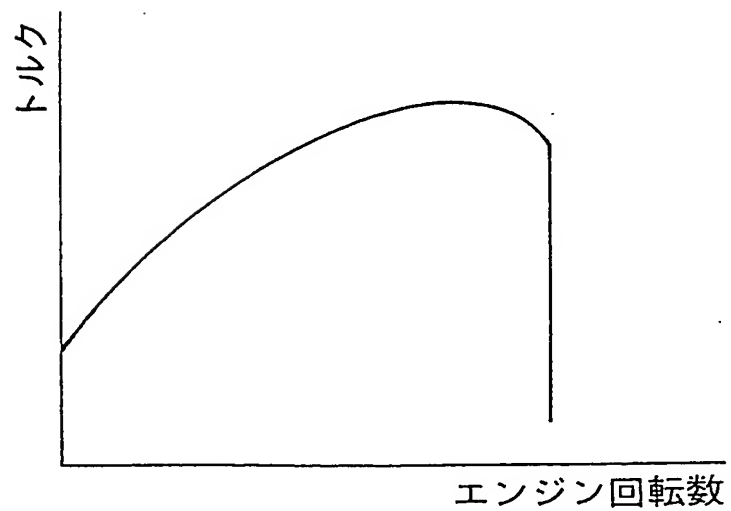


図 7

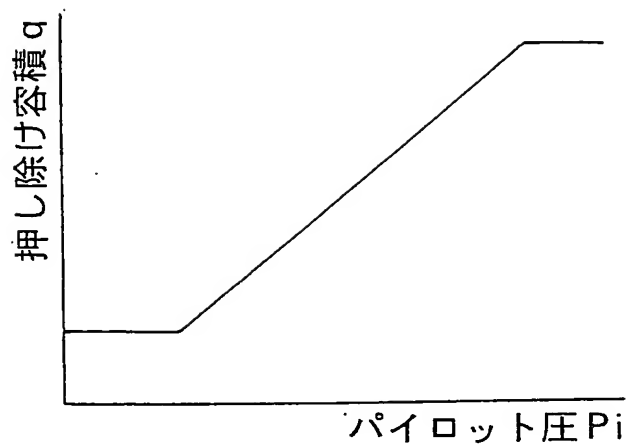


図 8

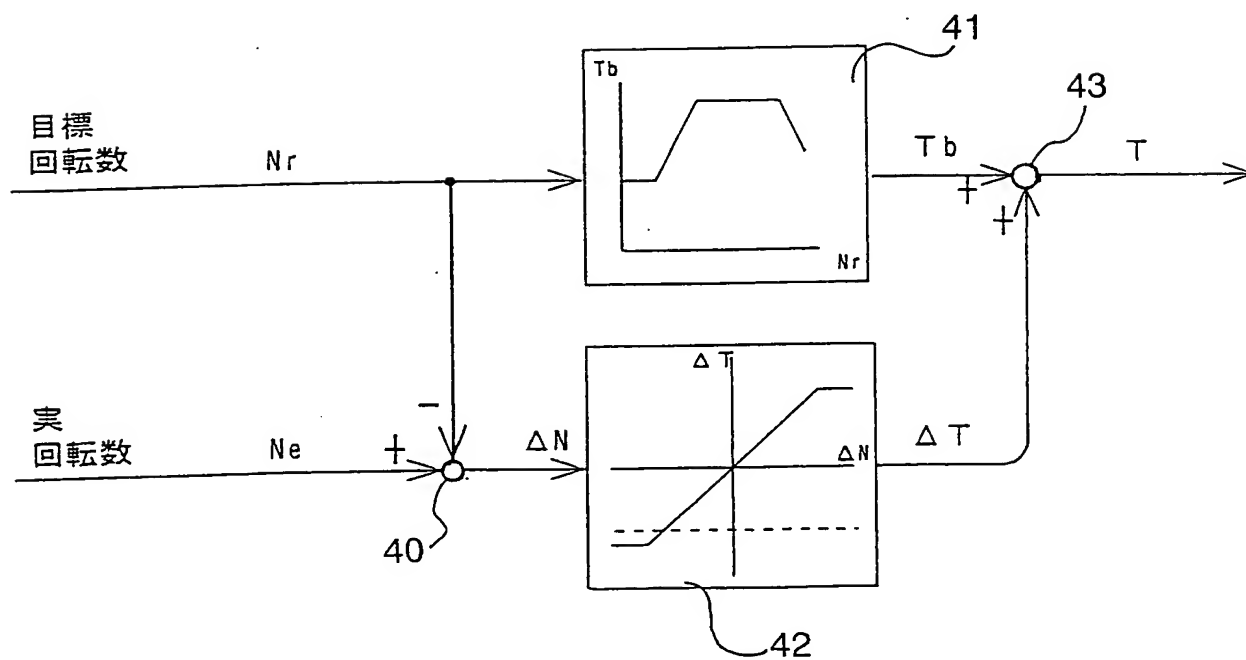


図 9

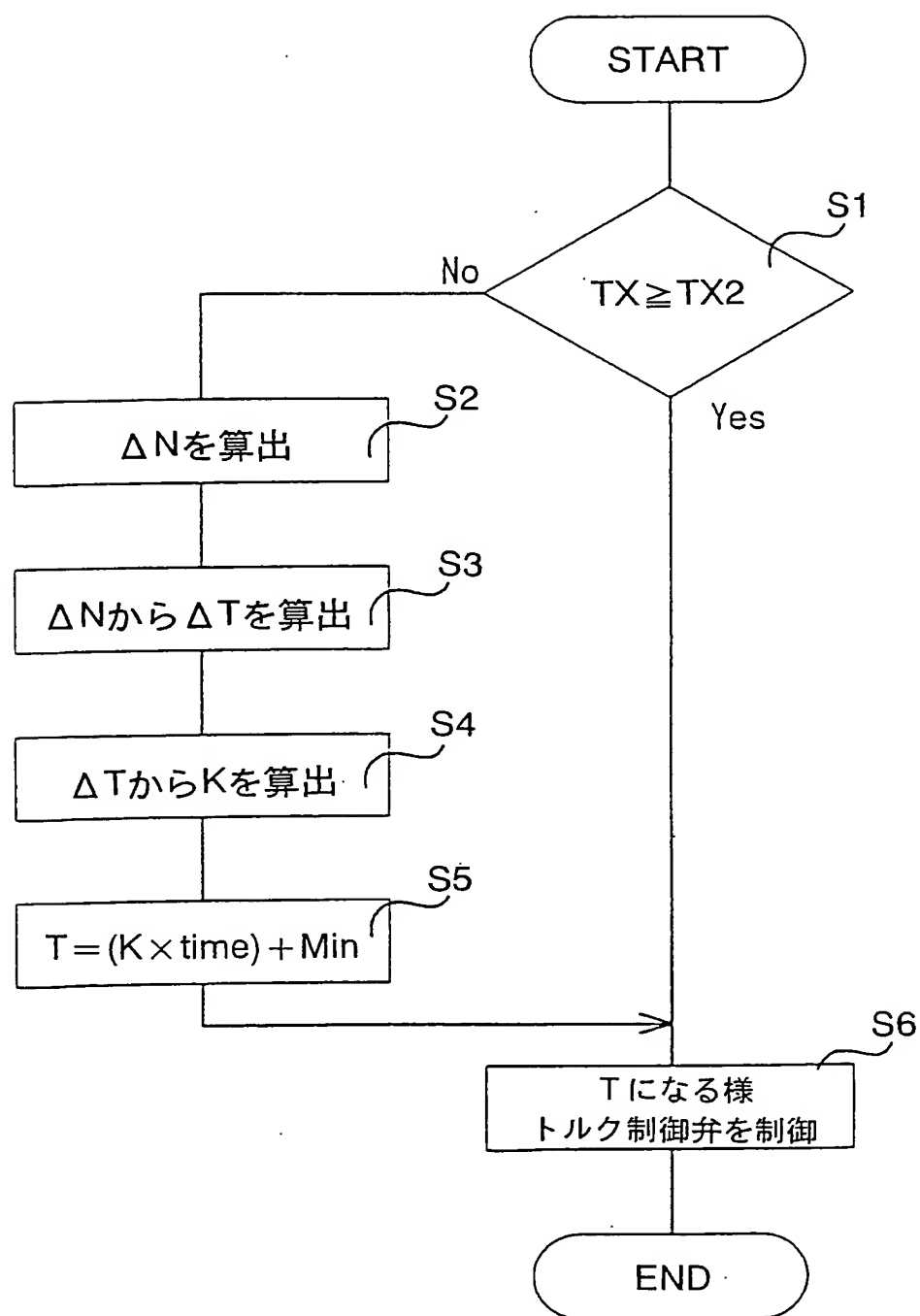


図 1 0

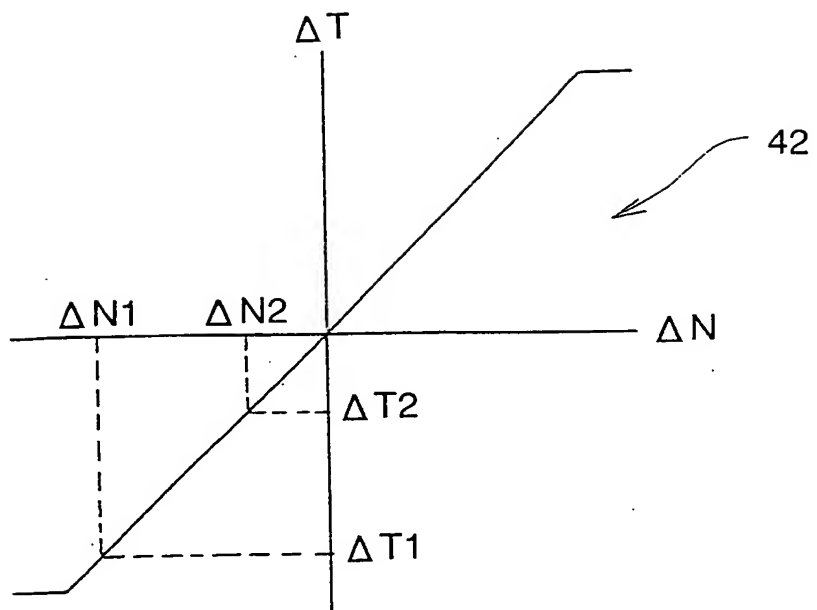


図 1 1

増トルク率K

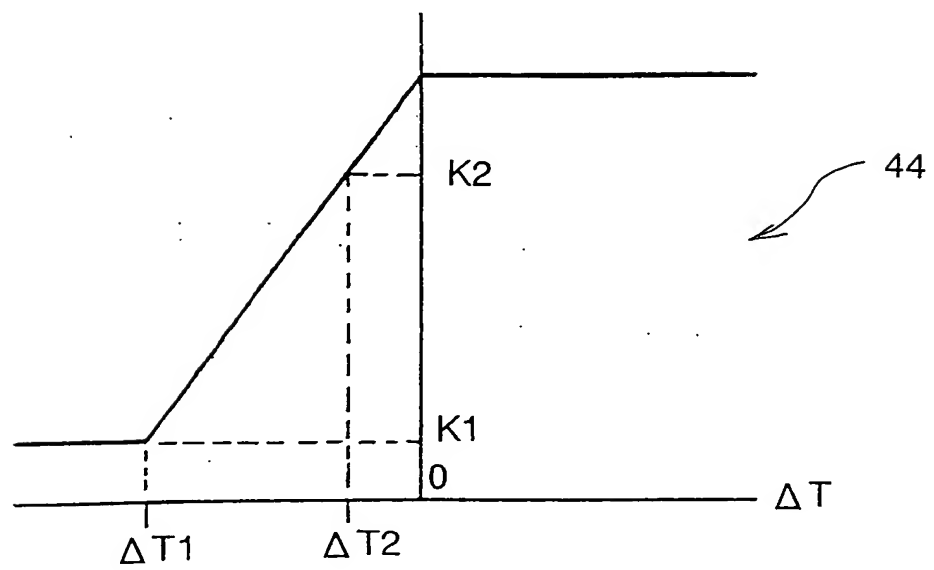


図 1 2

(a) ポンプトルク

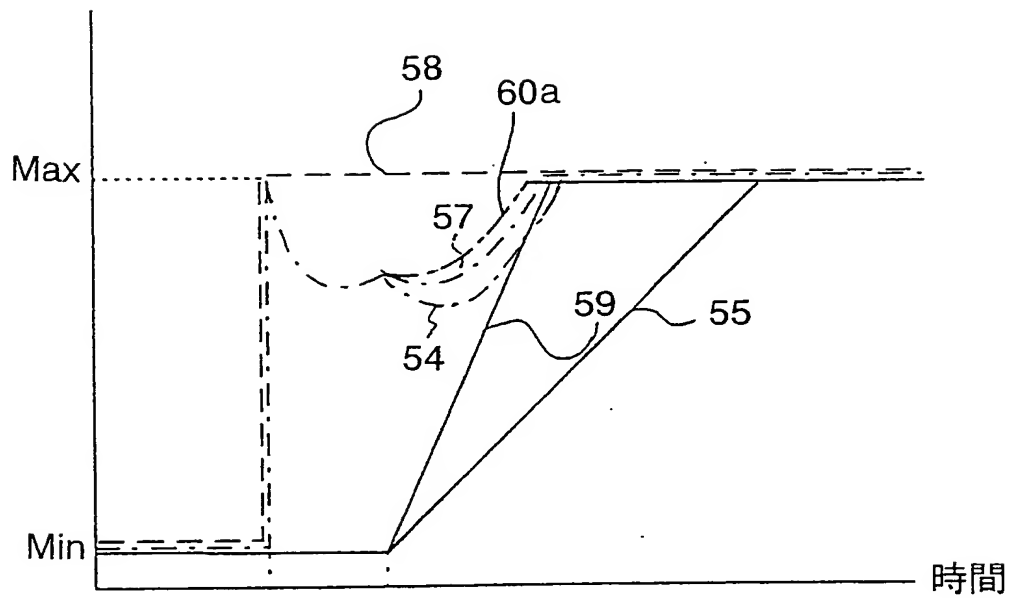
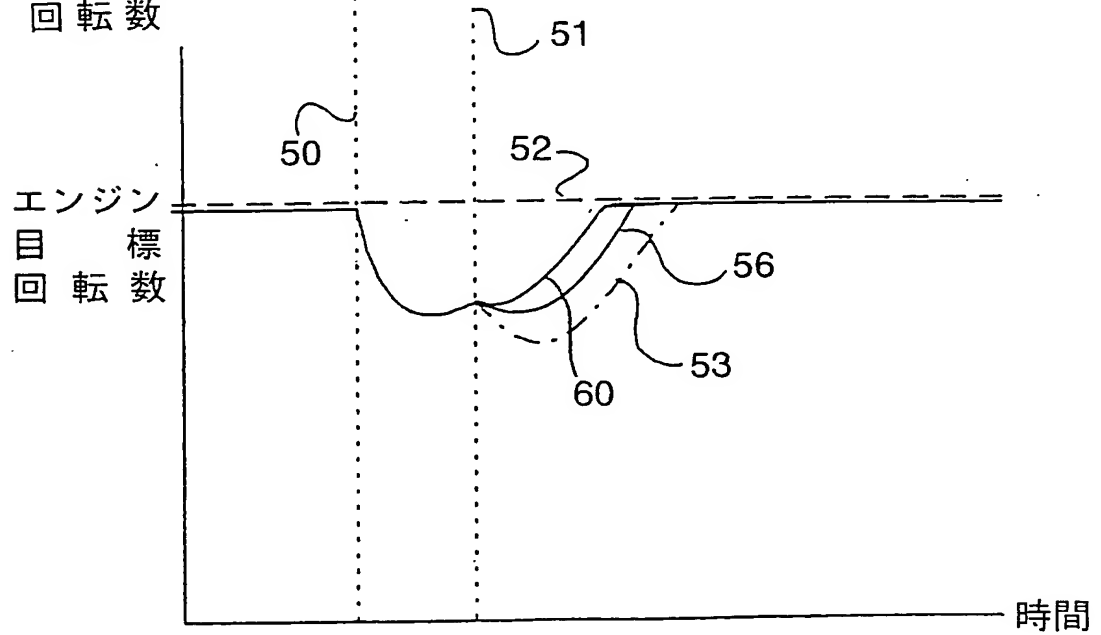
(b) エンジン  
回転数



図 1 3

(a) ポンプトルク

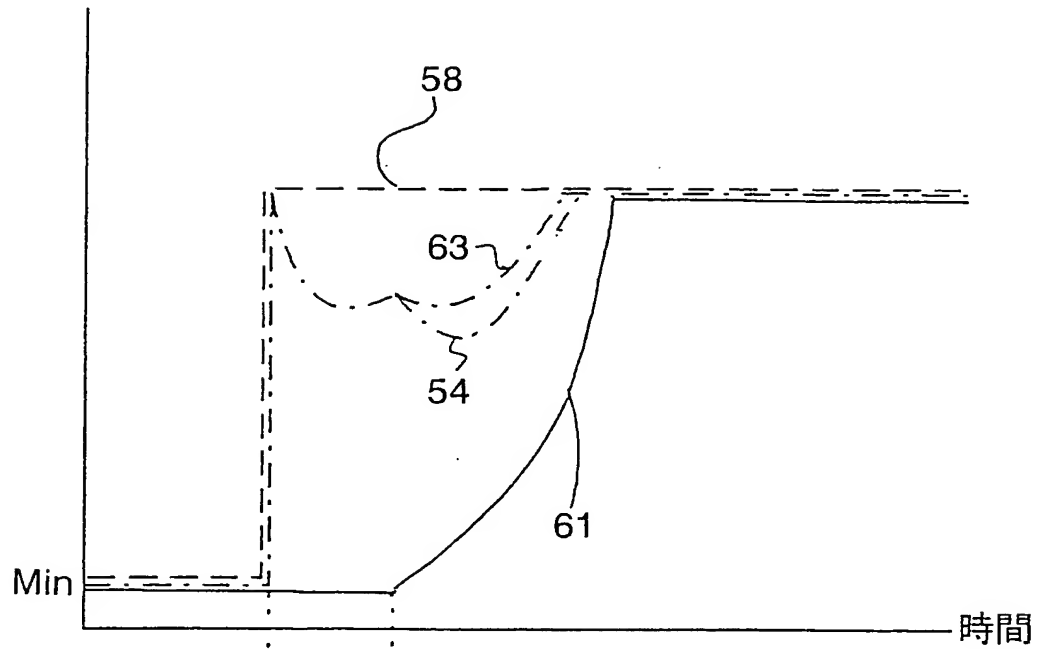
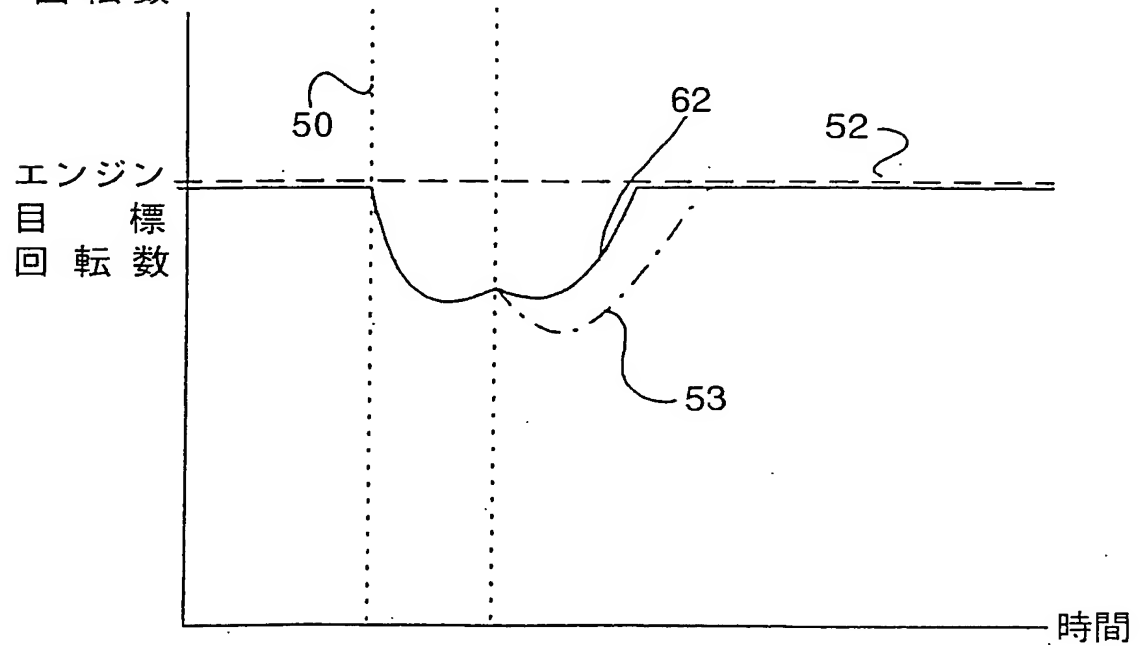
(b) エンジン  
回転数

図 1 4

(a) ポンプトルク

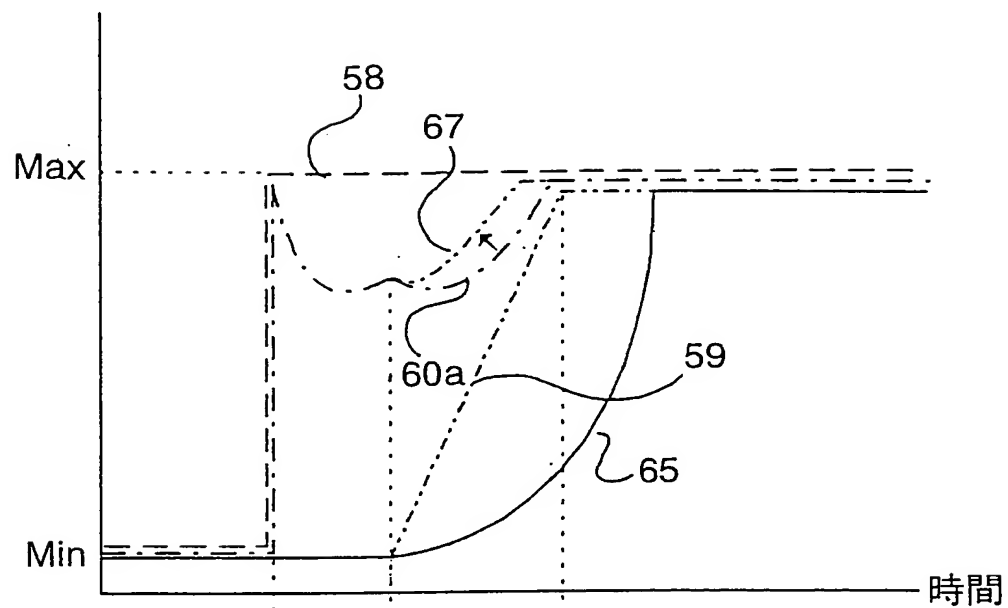
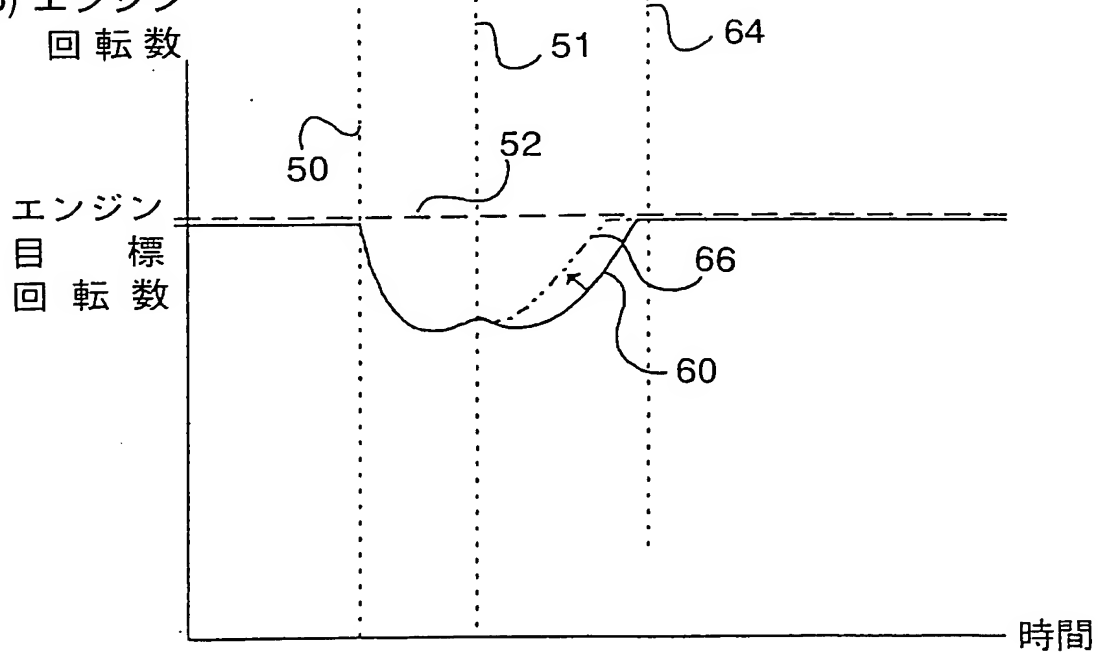
(b) エンジン  
回転数

図 1 5

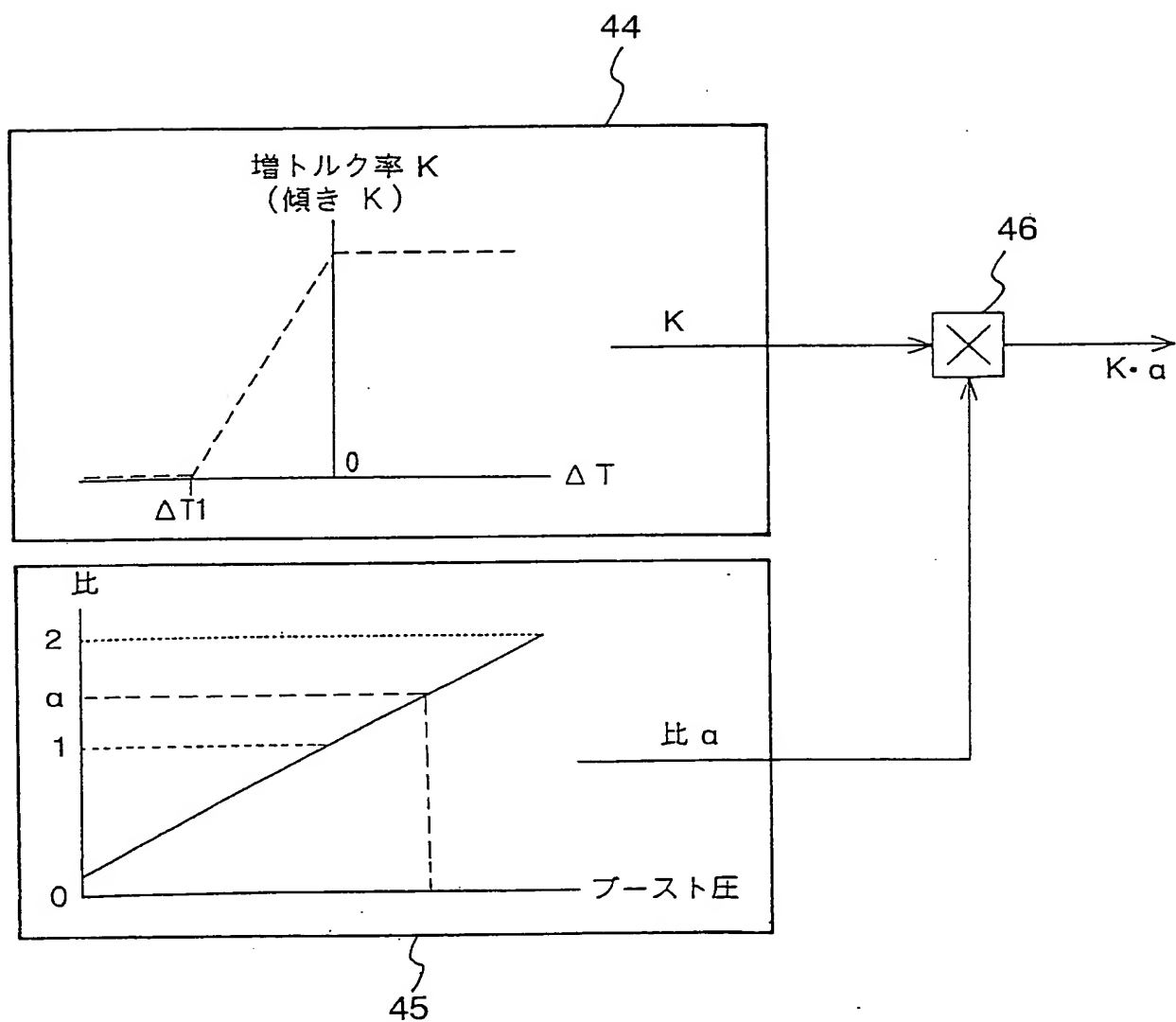
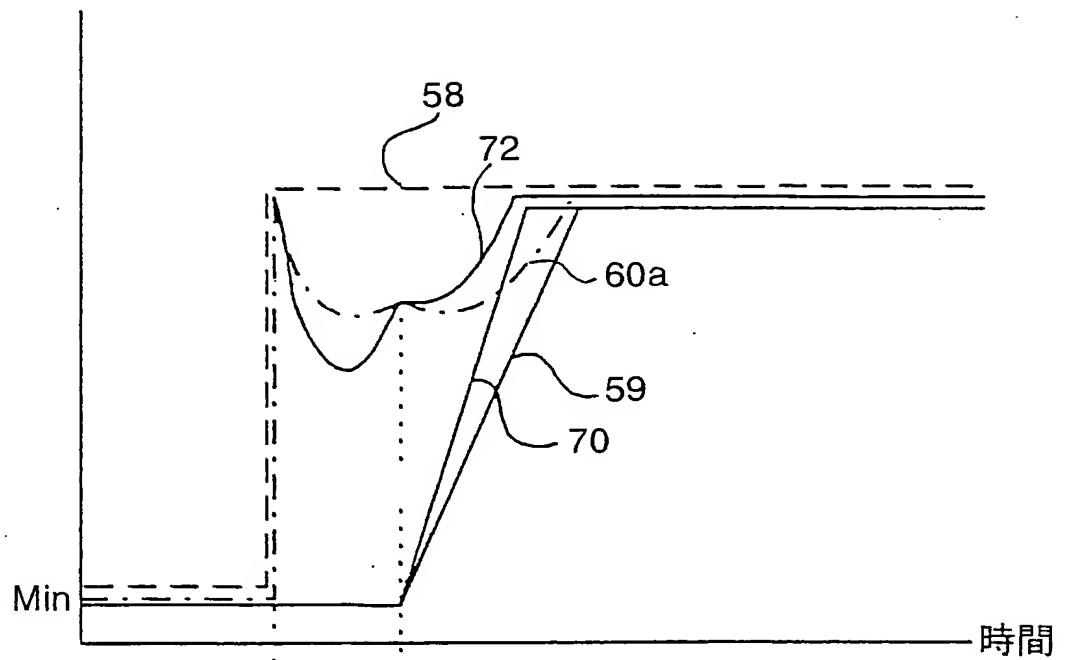


図 16

(a) ポンプトルク

(b) エンジン  
回転数